

УДК 621.833

П. А. Соколов, О. А. Ряховский,
Д. С. Блинов, И. А. Лаптев

КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНЫХ РОЛИКОВО- ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

*Определены кинематические параметры планетарных роликосин-
товых механизмов, угловые скорости и осевые перемещения их зве-
ньев. Рассмотрены случаи одно- и разнонаправленных ходовых резьб
деталей механизма.*

В настоящее время в приводах машин для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот широко применяются планетарные роликосинтовые механизмы (ПРВМ), которые превосходят известные шариковинтовые передачи (ШВП) по предельной частоте вращения ходового винта (в 2 раза), осевой грузоподъемности (при одинаковых габаритных размерах — в 3 раза), долговечности и осевой жесткости (в 2 раза), по плавности перемещения в зоне средних и больших скоростей, а также по диапазону варьирования подачи гайки. Планетарные роликосинтовые механизмы допускают линейные скорости перемещения гайки до 3 м/с [1–3]. Высокие значения параметров ПРВМ обеспечиваются благодаря преобладанию трения качения в сопряжениях витков резьбы ходового винта, роликов и гайки, а также большому числу витков резьбы, передающих осевую силу.

Планетарный роликосинтовой механизм (рис. 1) состоит из ходового винта 1, гайки 2, резьбовых роликов 3, на концах которых нарезаны зубчатые венцы 4, двух сепараторов 5, в которых установлены цилиндрические цапфы роликов. Сепараторы установлены по обоим концам гайки, они могут свободно вращаться относительно гайки. На обоих торцах гайки установлены кольца 6 с внутренними зубчатыми венцами, с которыми зацепляются зубчатые венцы 4. При необходимости выбора зазоров между рабочими поверхностями витков резьбы ходового винта, роликов и гайки, гайки выполняются из двух частей с возможностью их взаимного осевого перемещения.

Рассмотрим более простой случай: гайка 2 — сплошная, предварительный натяг в сопряжениях витков резьбы роликов, ходового винта и гайки отсутствует. Рассмотрим следующий пример: винт вращается внешним вращающим моментом с угловой скоростью ω_v , зафиксирован и не перемещается вдоль оси (рис. 2), гайка также зафиксирована и не

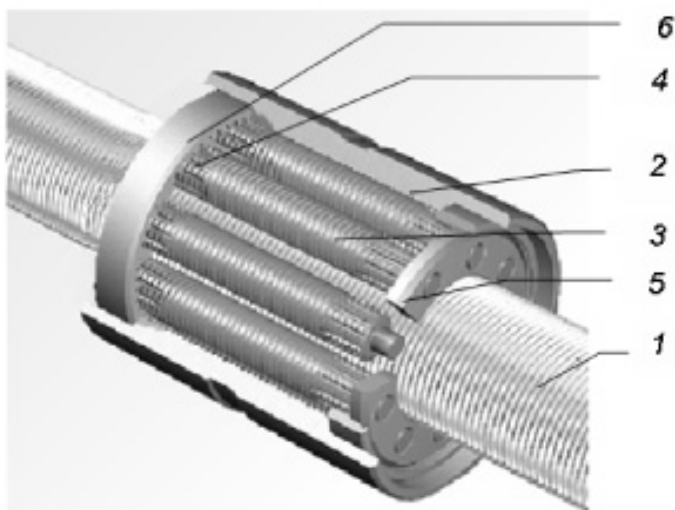


Рис. 1. Планетарный роliko-винтовой механизм

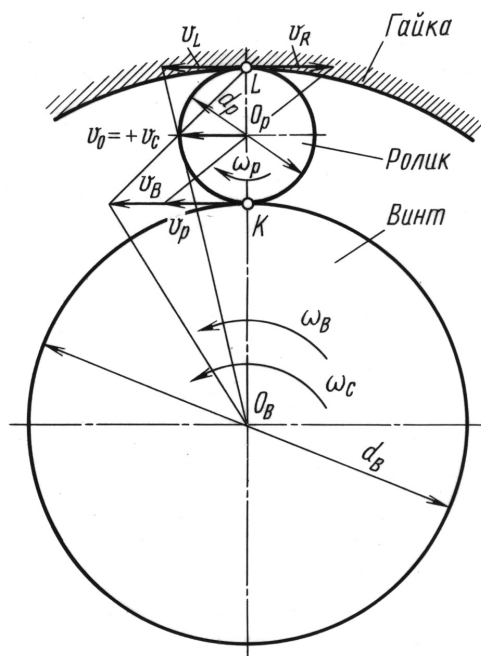


Рис. 2. Схема для определения угловых скоростей ω_p и ω_c

вращается и не перемещается вдоль оси O_B , ролики совершают планетарное движение — вращаются вокруг своей оси с угловой скоростью ω_p и вместе с сепаратором обкатываются по резьбе винта с угловой скоростью ω_c . Оси гайки и ходового винта совпадают. На винте, роликах и гайке нарезана резьба: на винте и гайке — многозаходная, на роликах — однозаходная. Шаг резьбы на винте, роликах и гайке одинаковый.

В отличие от обычных планетарных зубчатых передач, у которых оси сателлитов перемещаются в плоскости, нормальной к оси вращения центрального колеса и водила, в рассматриваемом механизме резьбовые ролики, являясь сателлитами, участвуют в трех движениях: вращаются вокруг своих осей — вращательное движение; вместе с сепараторами вращаются вокруг оси винта (гайки) — планетарное движение; обкатываясь по резьбе винта и гайки, перемещаются только по винту вдоль его оси — поступательное движение.

Если зафиксировать ролики, то механизм превращается в обычную пару скольжения “винт–гайка”, в котором резьба винта при его вращении скользит по резьбе неподвижных роликов, при этом винт перемещается вдоль оси O_B относительно неподвижных роликов и гайки.

Если свобода вращения роликов вокруг своей оси частично ограничена, например из-за больших сил сопротивления качению роликов в гайке, в области контакта резьбы винта и роликов можно наблюдать качение и скольжение. Соотношение между ними будет зависеть от величины сил, препятствующих свободному вращению роликов.

Для обеспечения первого (вращательного) движения при наличии второго (планетарного) движения, в механизме применена внутренняя зубчатая передача, из-за которой ролик, двигаясь вместе с сепаратором, обкатывается по гайке и принудительно вращается благодаря зубчатому зацеплению. Это исключает появление составляющей скольжения в зоне контакта резьбы гайки и роликов и появление сил сопротивления вращению роликов от полезной осевой силы, передаваемой механизмом.

Совершая планетарное движение, ролики катятся и по гайке. Однако при нормальной работе механизма ролики и гайка должны перемещаться по винту вдоль его оси на одинаковую величину. Это можно достигнуть определенным соотношением диаметров винта, ролика и гайки, а также соотношением количества заходов резьбы винта, роликов и гайки. Подробно об этом будет сказано далее.

Определим угловые скорости роликов ω_p и сепаратора ω_c в зависимости от угловой скорости винта ω_B .

Угловая скорость сепаратора (см. рис. 2)

$$\omega_c = \frac{2V_c}{d_B + d_p}. \quad (1)$$

При окружной скорости сепаратора $V_c = \frac{V_B}{2} = \frac{\omega_B d_B}{4}$ выражение (1) примет вид

$$\omega_c = \frac{d_B \omega_B}{2(d_B + d_p)}. \quad (2)$$

Резьбовой ролик должен обкатываться по резьбе гайки так, чтобы он не смещался относительно гайки вдоль ее оси. Это возможно, если в точке L окружная скорость ролика при его вращении V_p и окружная скорость V_L равны.

Поэтому точка L (см. рис. 2) должна быть мгновенным центром скоростей. Запишем уравнение окружных скоростей в точке L ролика при его вращении вокруг оси O_p и при качении ролика вместе с сепаратором вокруг оси винта:

$$V_L = V_p,$$

где

$$V_L = \omega_c \left(\frac{d_B}{2} + d_p \right); \quad V_p = \omega_p \frac{d_p}{2}.$$

Отсюда

$$\omega_p = \frac{d_B + 2d_p}{d_p} \omega_c. \quad (3)$$

Учитывая выражение (2), получим

$$\omega_p = \frac{d_B(d_B + 2d_p)}{2d_p(d_B + d_p)} \omega_B. \quad (4)$$

Для обеспечения работы механизма углы подъема резьбы на роликах и гайке должны быть одинаковыми. Однако углы подъема резьбы на винте и на роликах должны различаться и даже могут иметь различное направление (например, винт с левой резьбой, а ролики — с правой).

Определим смещение роликов вдоль оси винта за один его оборот при условии, что резьба на винте и роликах правая (рис. 3), а углы подъема резьбы разные. (При одинаковом шаге углы подъема резьбы винта, роликов и гайки определяются диаметрами и числом заходов резьбы.)

Смещение роликов вдоль оси винта состоит из следующих компонентов.

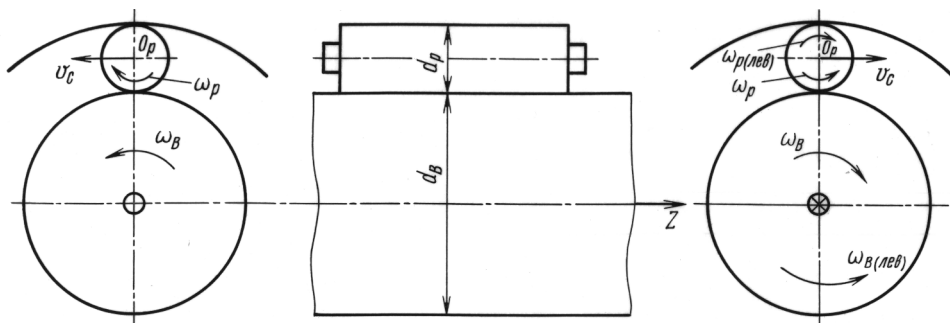


Рис. 3. Расчетная схема для определения смещения роликов вдоль оси винта

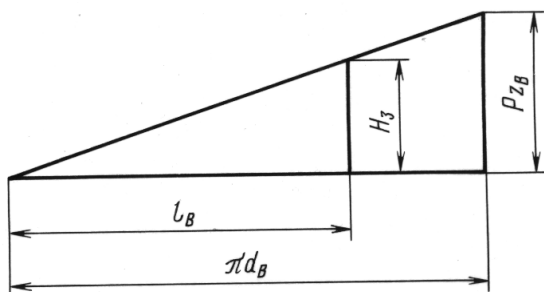


Рис. 4. Развертка витка резьбы ходового винта

1. За один оборот винта, зафиксированного от осевых перемещений, каждый ролик, если он не вращается, сместится вдоль оси в направлении, противоположном направлению оси Z (см. рис. 3), на величину хода резьбы винта (рис. 4):

$$H_1 = pz_B, \quad (5)$$

где z_B — число заходов резьбы винта.

2. При вращении винта, ролики вращаются вокруг своей оси с угловой скоростью ω_p . Винт, вращаясь с угловой скоростью ω_B , сделает оборот за время t_B :

$$\omega_B t_B = 2\pi, \quad \text{отсюда} \quad t_B = \frac{2\pi}{\omega_B}. \quad (6)$$

За это же время (время одного оборота винта) ролики, вращаясь с угловой скоростью ω_p вокруг своей оси, повернутся на угол

$$\alpha_p = t_B \omega_p. \quad (7)$$

Преобразуем выражение (7) с учетом формул (4) и (6):

$$\alpha_p = \frac{2\pi}{\omega_B} \frac{d_B (d_B + 2d_p)}{2d_p (d_B + d_p)} \omega_B = \frac{\pi d_B (d_B + 2d_p)}{d_p (d_B + d_p)}. \quad (8)$$

При этом длина делительной окружности ролика l_p , по которой ролик контактирует с винтом, составит

$$l_p = \alpha_p \frac{d_p}{2}. \quad (9)$$

При прохождении пути l_p ролик сделает n_p оборотов за один оборот винта:

$$n_p = \frac{l_p}{\pi d_p}; \quad (10)$$

или с учетом выражений (8) и (9):

$$n_p = \frac{d_B(d_B + 2d_p)}{2d_p(d_B + d_p)}. \quad (11)$$

Если за один оборот ролики сместятся вдоль оси ходового винта на величину шага P резьбы, то за n_p оборотов — на величину

$$H_2 = n_p P = \frac{d_B}{2d_p} \frac{(d_B + 2d_p)}{(d_B + d_p)} P. \quad (12)$$

Следует подчеркнуть, что направление вращения роликов и винта противоположное (см. рис. 3).

Таким образом, ролики, вращаясь вокруг своей оси, будут перемещаться в направлении оси Z , т.е. в направлении, противоположном перемещению не вращающихся роликов (см. рис. 3).

3. При вращении винта ролики обкатываются по винту с угловой скоростью сепаратора ω_c (см. рис. 2). За время t_B одного оборота винта, вращающегося с угловой скоростью ω_B , сепаратор, вращаясь с угловой скоростью ω_c , повернется на угол

$$\alpha_c = t_c \omega_c. \quad (13)$$

Преобразуем выражение (13) с учетом формул (2) и (6):

$$\alpha_c = \frac{2\pi}{\omega_B} \frac{d_B \omega_B}{2(d_B + d_p)} = \frac{\pi d_B}{d_B + d_p}. \quad (14)$$

При этом длина делительной окружности винта, по которой будет катиться ролик, составит

$$l_B = \alpha_c \frac{d_B}{2} = \frac{\pi d_B^2}{2(d_B + d_p)}. \quad (15)$$

Из рис. 4 видно, что ролик, обкатываясь по винту на пути l_B , сместится вдоль оси Z на величину

$$H_3 = P z_B \frac{l_B}{\pi d_B} = P z_B \frac{\pi d_B^2}{2(d_B + d_p) \pi d_B} = \frac{d_B}{2(d_B + d_p)} P z_B. \quad (16)$$

Направление перемещения ролика при этом противоположно оси Z (см. рис. 3).

В итоге, перемещение роликов вдоль оси винта за один оборот последнего составит

$$H_p^{(B)} = H_1 - H_2 + H_3. \quad (17)$$

Запишем уравнение (17) с учетом выражений (5), (12) и (16):

$$H_p^{(B)} = Pz_B - P \frac{d_B(d_B + 2d_p)}{2d_p(d_B + d_p)} + Pz_B \frac{d_B}{2(d_B + d_p)} = \\ = Pz_B - P \frac{d_B}{2(d_B + d_p)} \left(\frac{d_B + 2d_p}{d_p} - z_B \right). \quad (18)$$

Если применить винт с левой резьбой при правой резьбе на роликах и гайке, то для перемещения гайки в том же направлении, что и в рассмотренном примере, необходимо винт вращать в обратном направлении. При этом также изменится направление вращения и ролика. На рис. 3 направления угловых скоростей показаны штриховыми линиями с индексами “лев”.

Рассмотрим также три составляющих осевого перемещения роликов.

1. За один оборот винта, зафиксированного от осевых смещений, не вращающиеся ролики сместятся на H_1 (см. выражение (5)) вдоль оси Z в том же направлении, что и в рассмотренном примере, т.е. противоположно направлению оси Z (см. рис. 3).

2. Винт и ролики изменили направление вращения. Однако это не повлияло на кинематику их взаимного перемещения. Поэтому знак H_2 (см. выражение (12)) не изменился.

3. С изменением направления вращения винта изменилось направление вращения сепаратора.

Как и ранее, определим осевое перемещение роликов относительно гайки за один оборот винта. В результате вращения винта, ролики вращаются вокруг своей оси, а также обкатываются по гайке вместе с сепаратором, совершая планетарное движение. Ролики, вращаясь вокруг своей оси, сместятся за один оборот винта вдоль оси гайки на величину (см. уравнение (12))

$$H_4 = H_2 = \frac{d_B}{2d_p} \frac{(d_B + 2d_p)}{(d_B + d_p)} P. \quad (19)$$

При вращении винта ролики обкатываются по гайке с угловой скоростью сепаратора ω_c (см. уравнение (2)). За время t_B одного оборота винта с угловой скоростью ω_B сепаратор, а вместе с ним и ролики, повернутся на угол α_c (14).

При этом длина дуги делительной окружности гайки, по которой будет катиться ролик, составит

$$l_r = \alpha_c \left(\frac{d_B}{2} + d_p \right). \quad (20)$$

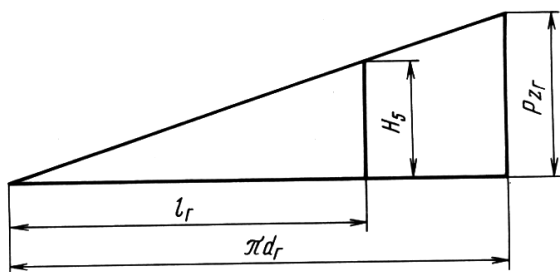


Рис. 5. Развертка витка резьбы гайки

С учетом выражения (14) уравнение (20) перепишем в виде

$$l_{\Gamma} = \frac{\pi d_{\text{в}}}{(d_{\text{в}} + d_{\text{п}})} \frac{(d_{\text{в}} + 2d_{\text{п}})}{2}. \quad (21)$$

Из рис. 5 видно, что при обкатывании ролика по гайке на отрезке l_{Γ} ролик сместится вдоль оси гайки (ось Z) на величину

$$H_5 = Pz_{\Gamma} \frac{l_{\Gamma}}{\pi d_{\Gamma}}. \quad (22)$$

С учетом выражения (21) и того, что $d_{\Gamma} = d_{\text{в}} + 2d_{\text{п}}$, уравнение (22) перепишем в виде:

$$H_5 = Pz_{\Gamma} \frac{\pi d_{\text{с}}(d_{\text{в}} + 2d_{\text{п}})}{(d_{\text{в}} + d_{\text{п}})(2d_{\text{п}} + d_{\text{в}})2\pi} = Pz_{\Gamma} \frac{d_{\text{в}}}{2(d_{\text{в}} + d_{\text{п}})}. \quad (23)$$

С учетом того, что на ролике и гайке резьба правая, по принятому ранее условию, ролик, вращающийся относительно неподвижной в окружном направлении гайки, будет смещаться вдоль оси гайки в направлении, противоположном оси Z (рис. 6).

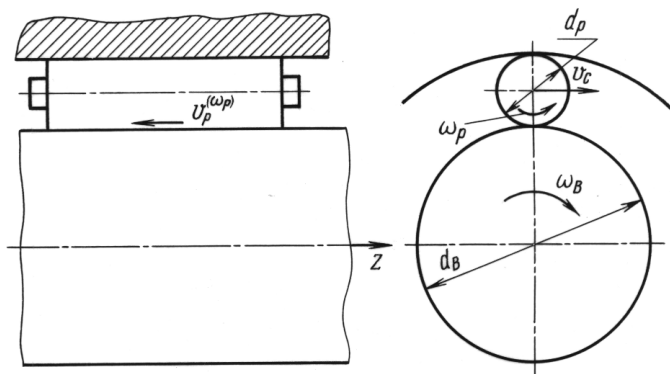


Рис. 6. Направления движений деталей ПРВМ

Однако при качении ролика по гайке вместе с сепаратором, ролик будет смещаться в направлении оси Z .

Таким образом, за один оборот винта ролик сместится относительно гайки вдоль ее оси на величину

$$H_p^{(r)} = H_4 - H_5. \quad (24)$$

Ролики в процессе нормальной работы механизма не должны смещаться относительно гайки в осевом направлении, исходя из этого условия, запишем $H_4 = H_5$ или с учетом выражений (19) и (24) получим:

$$\frac{d_b (d_b + 2d_p)}{2d_p (d_b + d_p)} P = \frac{d_b}{2(d_b + d_p)} P z_r,$$

откуда

$$z_r = \frac{d_r}{d_p}, \quad (25)$$

где $d_r = d_b + 2d_p$.

Следовательно, для исключения осевого смещения роликов относительно гайки необходимо выполнить условие (25).

Однако из-за неизбежных ошибок изготовления резьбы (по шагу, по среднему диаметру резьбы роликов, винта и гайки, по толщине витка резьбы на среднем диаметре и др.) ролики будут нагружены различно полезной осевой силой и поэтому, как показала практика, будут в разной степени вывинчиваться из гайки. Это явление неизбежно приведет к разрушению механизма.

Для устранения этого недостатка и синхронизации вращения всех роликов применяют зубчатое зацепление роликов с гайкой. Это приводит к усложнению изготовления и удорожанию механизма.

Для проверки полученных зависимостей был проведен эксперимент. Механизм ПРВМ 48×8 (первые две цифры обозначают средний диаметр резьбы винта в мм, третья цифра — подачу, т.е. перемещение невращающейся гайки за один оборот винта был изготовлен на АвтоВАЗе по чертежам фирмы SKF (Швеция). Основные параметры исследуемого ПРВМ следующие: шаг резьбы $P = 1,6$ мм; число заходов винта $z_b = 5$; число заходов гайки $z_r = 5$; средний диаметр резьбы винта $d_b = 48$ мм; средний диаметр резьбы ролика $d_p = 16$ мм. Механизм испытывался без предварительного натяга в сопряжениях витков ходовых резьб.

Для проведения испытаний был использован токарно-винторезный станок мод. 16К20. Одним концом винт ПРВМ был закреплен в трехкулачковом патроне, а другим опирался в центр пиноли задней бабки станка (рис. 7).

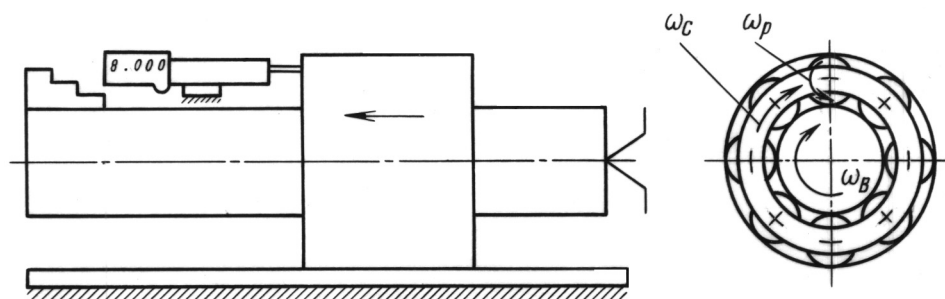


Рис. 7. Схема проведения испытаний

Линейное перемещение гайки измеряли штангенциркулем с цифровой индикацией и ценой деления 0,01 мм, погрешностью измерений 0,005 мм, закрепленным в магнитной державке. Измерительный наконечник штангенциркуля вводили в контакт с торцевой поверхностью гайки. Точность поворота винта вокруг своей оси обеспечивалась визуально по повороту трехкулачкового патрона, имеющего метку. Для определения числа оборотов роликов n_p и числа оборотов сепаратора n_c на торцах роликов и сепаратора были нанесены метки, по которым визуально контролировалось их вращение, направление движения и число оборотов. Гайку фиксировали относительно оси винта при помощи дополнительной направляющей скольжения, расположенной на станине станка.

Во время эксперимента было сделано восемь оборотов винта (такое число оборотов винта обусловило целое число оборотов роликов и сепараторов). После каждого оборота винта измеряли величину осевого перемещения (подачи) гайки H_r . Результаты измерений следующие: $H_r = 7,99; 8,02; 8,01; 7,99; 8,0; 8,0; 8,01; 8,0$ мм для оборотов винта №№ 1–8 соответственно.

Одновременно измерили количество оборотов, совершенных роликами и сепаратором вокруг своей оси. После восьми оборотов винта получили соответственно $n_p = 15$, $n_c = 3$. Количество оборотов ролика за один оборот винта по результатам измерений составляет

$$n_p = \frac{n_p}{n_b} = \frac{15}{8} = 1,875.$$

Количество оборотов сепаратора за один оборот винта по результатам измерений составляет

$$n_c = \frac{n_c}{n_b} = \frac{3}{8} = 0,375.$$

Для проверки подставим исходные данные в полученные формулы. Согласно выражению (11) количество оборотов ролика относительно своей оси за один оборот винта можно определить как

$$n_p = \frac{d_b (d_b + 2d_p)}{2d_p (d_b + d_p)} = \frac{48}{2 \cdot 16} \cdot \frac{48 + 2 \cdot 16}{48 + 16} = 1,875.$$

Из уравнения (2) количество оборотов сепаратора за один оборот винта можно выразить следующим образом:

$$n_c = \frac{d_b}{2(d_b + d_p)} = \frac{48}{2(48 + 16)} = 0,375.$$

Величину перемещения гайки за один оборот винта определим по формуле (18)

$$H_r = H_p^{(B)} = Pz_b - P \frac{d_b}{2(d_b + d_p)} \left(\frac{d_b + 2d_p}{d_p} - z_b \right) = 1,6 \cdot 5 - 1,6 \frac{48}{2(48 + 16)} \left(\frac{48 + 32}{16} - 5 \right) = 1,6 \cdot 5 - 1,6 \cdot \frac{24}{64} (5 - 5) = 8 \text{ мм}.$$

Экспериментальные данные подтверждают правильность полученных теоретических зависимостей.

Вывод. Для создания работоспособного ПРВМ необходимо обеспечить одинаковые углы подъема резьбы на роликах и гайке, а также применить зубчатое зацепление роликов с гайкой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 656 с.
2. Бушенин Д. В. Несоосные винтовые механизмы. – М.: Машиностроение, 1985. – 112 с.
3. Ряховский О. А., Блинов Д. С., Фетисов В. И., Бушенин Д. В. Перспективные конструкции передачи винт–гайка // Привод и управление. – 2000. – № 3. – С. 3.

Статья поступила в редакцию 27.09.2004

Павел Александрович Соколов родился в 1972 г., окончил в 1994 г. Пензенский государственный технический университет. Докторант кафедры “Детали машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 15 научных работ в области расчета, конструирования и исследования деталей машин.

P.A. Sokolov (b. 1972) graduated from the Penza Technical University in 1972. Doctorate of “Machine Parts” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 15 publications in the field of calculation, design and analysis of machine parts.



Олег Анатольевич Ряховский родился в 1933 г., окончил Среднеазиатский политехнический институт (г.Ташкент). Д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой “Детали машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 50 научных работ в области расчета, конструирования и исследования деталей машин и механических передач.

O.A. Ryakhovsky (b. 1933) graduated from the Middle Asia Polytechnic Institute (Tashkent). D. Sc. (Eng.), professor, head of “Machine Parts” department of the Bauman Moscow State Technical University/ Author of more than 50 publications in the field of calculation, design and analysis of machine parts and mechanical gears.



Дмитрий Сергеевич Блинов родился в 1949 г., окончил в 1974 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Детали машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 30 научных работ в области конструирования и исследования деталей машин.

D.S. Blinov (b. 1949) graduated from the Bauman Moscow High Technical School in 1974. Ph.D. (Eng.), assoc. professor of “Machine Parts” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of more than 30 publications in the field of design and analysis of machine parts.

Иван Александрович Лаптев родился в 1980 г., окончил в 2003 г. Московский автомобильно-дорожный институт (Государственный технический университет). Аспирант кафедры “Детали машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Специализируется в области расчета, конструирования и исследования деталей машин.

I.A. Laptsev (b. 1980) graduated from the Moscow Institute for Vehicles and Roads in 2003. Post-graduate of “Machine Parts” department of the Bauman Moscow State Technical University. Specializes in the field of calculation, design and analysis of machine parts.

**В издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
в 2004 г. вышла в свет книга**

Суржиков С.Т.

Тепловое излучение газов и плазмы. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 544 с.: 120 ил. (Компьютерные модели физической механики).

Введены основные понятия теории переноса лучистой энергии в горячих газах и низкотемпературной плазме. Представлена формулировка феноменологических коэффициентов и функций теории переноса, а также их связь с квантовыми характеристиками. Приведены основные законы теории переноса теплового излучения. Сформулировано уравнение переноса и даны наиболее часто употребляемые его частные формы. Обсуждаются особенности применения моделей элементарных радиационных процессов к построению феноменологических моделей переноса излучения. Представлены методы интегрирования уравнения переноса излучения по частоте и по пространственным переменным.

Для научных сотрудников и инженеров — специалистов в области теплообмена излучением, физической газовой динамики и физики низкотемпературной плазмы, а также для студентов и аспирантов физико-технических специальностей университетов.

По вопросам приобретения обращаться по тел. 433-82-98;
e-mail: surg@ipmnet.ru